

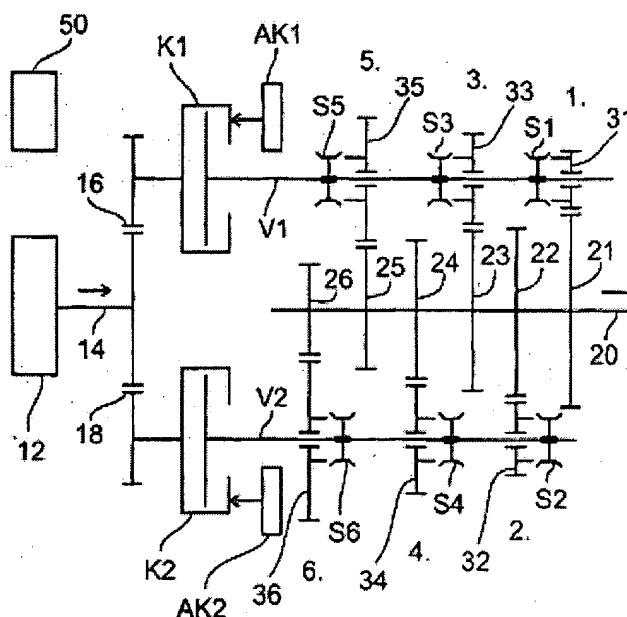
**Method for shifting double-clutch gearbox without tractive force interruption has two lay shafts connected to output shaft through shiftable gear stages and associated with friction clutch for connection to drive motor**

**Patent number:** DE19939334  
**Publication date:** 2001-03-08  
**Inventor:** HEINZEL MARKUS (DE); STEINHART HEINRICH (DE)  
**Applicant:** DAIMLER CHRYSLER AG (DE)  
**Classification:**  
**- international:** *F16D48/06; F16H61/04; F16H3/00; F16H3/093; F16H61/688; F16D48/00; F16H61/04; F16H3/00; F16H3/08; F16H61/68; (IPC1-7): F16H61/08*  
**- european:** B60K41/10E; F16D48/06B; F16H61/04E  
**Application number:** DE19991039334 19990819  
**Priority number(s):** DE19991039334 19990819

Report a data error here

**Abstract of DE19939334**

The double clutch gearbox contains two lay shafts (V1, V2) connectable to an output shaft (20) through shiftable gear stages (1-6). Each lay shaft is associated with a friction clutch (K1, K2) through which it is connectable to a drive motor (12). The shifting processes are by controlling and/or regulating the clutches and drive motor. For up-changes in drive mode and/or down-changes in coast mode from the time when the clutch transfers no more torque and the clutch of the target gear is in the sliding state the torque of the drive motor is regulated so that the speed of the drive motor is adapted to the changed gear ratio and at the end of this adaption the clutch moves from sliding state to adhesive state.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 199 39 334 A 1**

⑤1 Int. Cl. 7:  
F 16 H 61/08

②1 Aktenzeichen: 199 39 334.6  
②2 Anmeldetag: 19. 8. 1999  
④3 Offenlegungstag: 8. 3. 2001

DE 199 39 334 A 1

⑦1 Anmelder:  
DaimlerChrysler AG, 70567 Stuttgart, DE

⑦2 Erfinder:  
Heinzel, Markus, Dipl.-Ing., 73072 Donzdorf, DE;  
Steinhart, Heinrich, Dr., 68163 Mannheim, DE

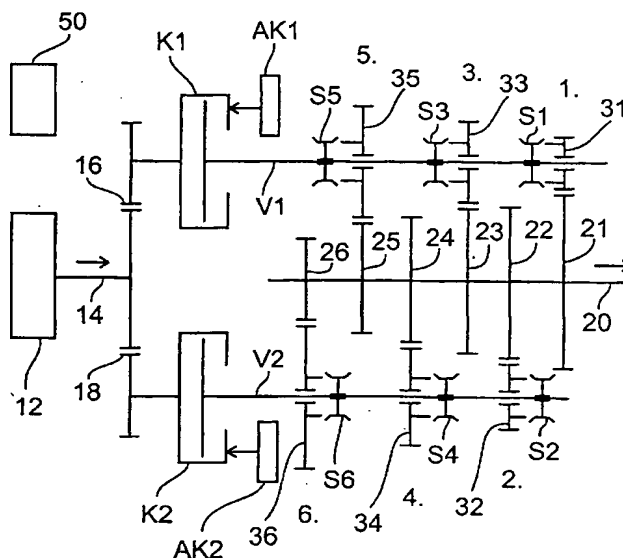
⑤6 Entgegenhaltungen:  
DE 196 31 983 C1  
DE 42 04 401 A1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Verfahren zum Schalten eines Doppelkupplungsgetriebes und Doppelkupplungsgetriebe

⑤7 Doppelkupplungsgetriebe und Verfahren zum Schalten des Doppelkupplungsgetriebes ohne Zugkraftunterbrechung. Es enthält zwei Vorgelegewellen (V1, V2), die über schaltbare (S1-S6) Getriebestufen (1.-6.) mit einer Abtriebswelle (20) verbindbar sind. Jeder Vorgelegewelle (V1, V2) ist eine Reibkupplung (K1, K2) zugeordnet, durch welche sie mit einem Antriebsmotor (12) verbindbar ist. Die Schaltungsvorgänge erfolgen durch Steuerung und/oder Regelung der Kupplungen (K1, K2) und des Antriebsmotors (12).



DE 199 39 334 A 1

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Schalten eines Doppelkupplungsgetriebes und ein Doppelkupplungsgetriebe gemäß den Patentansprüchen.

Ein Verfahren zum Schalten eines Doppelkupplungsgetriebes und ein Doppelkupplungsgetriebe dieser Art sind aus der DE 196 31 983 C1 bekannt. Das Doppelkupplungsgetriebe hat zwei Vorgelegewellen und eine Abtriebswelle. Jeder Vorgelegewelle ist eine Reibkupplung zugeordnet. Im Ausgangszustand vor einem Gangwechsel überträgt eine der beiden Kupplungen im Haftzustand ein Motormoment und die andere Kupplung ist geöffnet. Die Vorgelegewelle der anderen Kupplung kann auf synchrone Drehzahl mit einem Schaltelement gebracht werden, wonach dann ein neuer Gang eingelegt werden kann. Bei einem Gangwechsel wird die eine Kupplung durch einen Schlupfregler soweit geregelt geöffnet, daß sie bei einer Soll Drehzahl ihrer motorseitigen Hälfte an der Gleitgrenze arbeitet, die andere Kupplung wird gesteuert geschlossen, bis die eine, durch den Schlupfregler an der Gleitgrenze betriebene Kupplung kein Moment mehr überträgt. Dann wird die eine Kupplung voll geöffnet, so daß nur noch die andere Kupplung die Motorleistung überträgt. Danach wird der alte Gang momentfrei herausgenommen.

Durch die Erfindung soll die Aufgabe gelöst werden, negative Einwirkungen der Schaltvorgänge auf die Längsdynamik des Fahrzeuges zu vermeiden.

Diese Aufgabe wird gemäß der Erfindung entsprechend den kennzeichnenden Merkmalen der Patentansprüche durch geregelten Eingriff auf die Motorsteuerung gelöst.

Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen enthalten.

Die Erfindung wird im folgenden mit Bezug auf die Zeichnungen anhand von bevorzugten Ausführungsformen als Beispiele beschrieben. In den Zeichnungen zeigen:

**Fig. 1** schematisch ein Doppelkupplungsgetriebe mit einer Steuer- und Regeleinrichtung nach der Erfindung,

**Fig. 2** ein Zeitdiagramm der Drehmomente und Drehzahlverläufe des Doppelkupplungsgetriebes während des Hochschaltens im Zugbetrieb, im folgenden Zughochschaltung genannt, von einem niedrigeren Gang in einen höheren Gang,

**Fig. 3** ein Zeitdiagramm des Getriebeabtriebsmomentes während des Zughochschaltens gemäß **Fig. 2**,

**Fig. 4** ein Zeitdiagramm der Drehmomente und Drehzahlverläufe während einer Rückschaltung im Schubbetrieb, im folgenden Schubrückschaltung genannt, von einem höheren Gang in einen niedrigeren Gang,

**Fig. 5** ein Zeitdiagramm des Getriebeabtriebsmomentes während der Schubrückschaltung gemäß **Fig. 4**,

**Fig. 6** ein Zeitdiagramm der Drehmomente und Drehzahlverläufe während der Zughochschaltung, d. h. einer Rückschaltung von einem höheren Gang in einen niedrigeren Gang bei Zugbetrieb,

**Fig. 7** ein Zeitdiagramm des Getriebeabtriebsmomentes während der Zughochschaltung gemäß **Fig. 6**,

**Fig. 8** ein Zeitdiagramm der Drehmomente und Drehzahlverläufe während einer Schubhochschaltung, d. h. einer Hochschaltung während Schubbetrieb, von einem niedrigeren Gang in einen höheren Gang,

**Fig. 9** ein Zeitdiagramm des Getriebeabtriebsmomentes während der Schubhochschaltung gemäß **Fig. 8**.

Doppelkupplungsgetriebe sind lastschaltbare Schaltgetriebe. Dies bedeutet, daß sie ohne Unterbrechung der Zugkraft schaltbar sind. Dabei kommt der Steuerung und der Regelung der beiden Kupplungen K1 und K2 zentrale Bedeutung zu, da während des Überganges von einem Quell-

gang in einen Zielgang beide Kupplungen gleichzeitig im Eingriff sind. Hier bedeuten "Quellgang" der ursprünglich eingelegte Gang und "Zielgang" der danach einzulegende Gang. Durch die Kupplungsüberschneidung, d. h. gleichzeitige Drehmomentübertragung durch beide Kupplungen während der Gangwechsel, vereinigt das Doppelkupplungsgetriebe die bekannten Vorteile eines Schaltgetriebes, d. h. hoher Wirkungsgrad und einfacher Aufbau, mit den Vorteilen eines Automatgetriebes, d. h. keine Zugkraftunterbrechung bei den Schaltvorgängen.

**Fig. 1** zeigt schematisch den Aufbau eines Doppelkupplungsgetriebes. Das Antriebsmoment eines Kraftfahrzeug-Antriebsmotors 12 wird über eine Abtriebswelle 14 und zwei konstante Zahnradstufen 16 und 18 auf die beiden Kupplungen K1 und K2 übertragen. Die Ausgänge der beiden Kupplungen K1 und K2 sind mit je einer Vorgelegewelle V1 bzw. V2 verbunden. Hierbei sind der ersten Vorgelegewelle V1 beispielsweise die ungeraden Gänge 1, 3 und 5 und der zweiten Vorgelegewelle V2 beispielsweise die geraden Gänge 2, 4 und 6 zugeordnet. Selbstverständlich ist auch eine andere Anzahl von Gängen und eine andere Zuordnung möglich. Während der Konstantfahrt des Kraftfahrzeuges wird das Antriebsmoment des Antriebsmotors 12 nur über eine der beiden Kupplungen K1 oder K2 und über eines von sechs Schaltelementen S1, S2, S3, S4, S5 und S6 zu einer Abtriebswelle 20 übertragen.

Jedem Gang ist eines der Schaltelemente S1 bis S6 zugeordnet. Ferner enthält jeder Gang eine Getriebestufe bestehend aus mindestens zwei Zahnrädern, von welchen eines auf seiner Welle drehfest angeordnet (Festrad) und das andere auf seiner Welle frei drehbar (Losrad) ist, wobei das Losrad mit seiner Welle durch das betreffende Schaltelement drehfest verbindbar ist. Die Schaltelemente S1 bis S6 sind auf ihrer Welle drehfest, jedoch axial verschiebbar angeordnet. Bei der Ausführungsform nach **Fig. 1** sind die Schaltelemente S1, S3 und S5 der ungeraden Gänge 1, 3 und 5 und deren Losräder 31, 33 und 35 auf der ersten Vorgelegewelle V1; die Schaltelemente S2, S4 und S6 der geraden Gänge 2, 4 und 6 sowie deren Losräder 32, 34 und 36 auf der zweiten Vorgelegewelle V2; und die zugehörigen Festräder 21, 22, 23, 24, 25 und 26 auf der Abtriebswelle 20 angeordnet. Bei einem, mehreren oder allen Gängen kann jedoch die Anordnung auch derart vertauscht sein, daß das betreffende Festrad auf der Vorgelegewelle V1 oder V2 und das zugehörige Losrad mit seinem Schaltelement auf der Abtriebswelle 20 angeordnet ist bzw. sind. Die Vorgelegewellen V1 und V2 sind mit Abstand parallel zueinander und parallel zur Abtriebswelle 20 angeordnet, so daß auch die Kupplungen K1 und K2 parallel nebeneinander angeordnet sind. Gemäß anderer Ausführungsform, wie dies aus der DE 196 31 983 C1 bekannt ist, können die Vorgelegewellen V1 und V2 sowie ihre Kupplungen K1 und K2 axial hintereinander oder koaxial ineinander angeordnet sein. Die beiden Kupplungen K1 und K2 sind Reibkupplungen. Sie können auch durch andere Kupplungen oder Kupplungsanordnungen ersetzt werden, durch welche alternativ Drehmoment über die eine oder die andere oder beide Vorgelegewellen V1 und V2 gleichzeitig übertragbar ist.

Das Doppelkupplungsgetriebe kann für halbautomatischen oder für vollautomatischen Betrieb ausgebildet sein. Beim halbautomatischen Betrieb löst der Fahrer durch Betätigen eines Schaltelementes, z. B. eines Up-Down-Tipp-schalters aktiv einen Gangwechsel aus, während im vollautomatischen Betrieb eine übergeordnete elektronische Steuer- und Regeleinrichtung 50 den Gangwechsel auslöst. In beiden Fällen werden die Schaltelemente S1 bis S6 und die beiden Kupplungen K1 und K2 durch Aktuatoren betätigt. Die Aktuatoren sind dabei die Stellglieder der überge-

ordneten Steuerungen und Regelungen der Steuer- und Regeleinrichtung 50.

Die nachfolgend beschriebene Schaltstrategie bezieht sich insbesondere auf einen halbautomatischen Betrieb, betrifft jedoch in gleicher Weise auch den vollautomatischen Betrieb. Die Erfindung betrifft insbesondere die Steuerung und Regelung der sich zeitlich überschneidenden Funktionen der beiden Kupplungen K1 und K2 für beide Betriebsmodi.

Bei den bekannten Verfahren wird die zeitliche Überschneidung der Drehmomentübertragung der beiden Kupplungen K1 und K2 rein gesteuert ausgeführt oder es wird entsprechend der DE 196 31 983 C1 eine der beiden Kupplungen durch einen Schlupfregler geregelt, während die andere Kupplung gesteuert wird. Die nachfolgend beschriebene Erfindung ist durch eine besondere Schlupfregelung der Kupplungen K1 und K2 für ihre sich überschneidenden Funktionen gekennzeichnet. Durch die Schlupfregelung nach der Erfindung wird ein Schalt-Ruck während der Überschneidung des Schlupfbetriebes von beiden Kupplungen K1 und K2 vermieden. Außerdem kann der gesamte Übergang der Drehmomentübertragung von der einen auf die andere der beiden Kupplungen K1 und K2a priori eingestellt werden, d. h. vorab in der Steuer- und Regeleinrichtung 50 festgelegt werden. Dies ist bei einer reinen Steuerung nicht möglich.

Die Erfindung wird in den folgenden Beispielen mit Bezug auf den 1. Gang und den 2. Gang beschrieben, ist jedoch nicht darauf begrenzt.

Die Fig. 2 und 3 zeigen als Beispiel eine Zughochschaltung vom ersten Gang "1." in den zweiten Gang "2.". Vor dem Beginn der funktionellen Überschneidung der beiden Kupplungen K1 und K2 ist die Kupplung des Quellganges, hier die erste Kupplung K1, geschlossen, das Schaltelement S1 des ersten Ganges (Quellgang) stellt eine formschlüssige Verbindung von der ersten Vorgelegewelle V1 zur Abtriebswelle 20 her. Die Kupplung des Zielganges, hier die zweite Kupplung K2, ist geöffnet und das Schaltelement S2 des zweiten Ganges (Zielgang) verbindet die zweite Vorgelegewelle V2 über die Zahnradstufe 32, 22 des zweiten Ganges mit der Abtriebswelle 20. Der Antriebsmotor 12 erzeugt am Getriebeeingang, d. h. an der Abtriebswelle 14 ein Antriebsmoment, welches näherungsweise proportional zur jeweiligen Stellung eines Fahrpedals (Gaspedals) ist. Die eigentliche Überschneidung der Kupplungen findet im wesentlichen in drei Schritten statt, wobei sich die einzelnen Schritte auch überlappen können.

Fig. 2 zeigt exemplarisch den Verlauf der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{AM}$  des Antriebsmotors 12, die Kupplungsdrehmomente TK1(t) und TK2(t) der ersten Kupplung K1 bzw. der zweiten Kupplung K2 sowie das verbrennungsmotorische Drehmoment TV(t) des Antriebsmotors 12 bei einer Zughochschaltung, d. h. bei einer Hochschaltung im Zugbetrieb (Motor zieht das Fahrzeug).

Gemäß der Gleichung

$$\frac{d\omega_{AM}}{dt} = \frac{TV - TSCH - JAM}{JAM} \quad \text{---}$$

setzt sich das Antriebsdrehmoment TAM(t), das der Antriebsmotor 12 an der Abtriebswelle 14 des Getriebes abgibt, aus dem verbrennungsmotorischen Drehmoment TV(t), dem Schleppmoment TSCH(t) und der jeweiligen Änderung der rotatorischen Energie zusammen. In dieser Gleichung ist JAM das Trägheitsmoment des Antriebsmotors 12 einschließlich der mit ihm verbundenen Teile (Kontakstufen 14, 16, 18 und andere Teile).

Im ersten Schritt wird ab einem ersten Zeitpunkt t1 ein Schlupfregler der Steuer- und Regeleinrichtung 50 aktiviert, der mit Hilfe eines Actuators (Stellglied) AK1 die erste Kupplung K1 (Kupplung des Quellganges) so ansteuert, daß in dieser ersten Kupplung K1 eine Differenzdrehzahl von beispielsweise 0,5 U/s bis 2 U/s entsteht. Dadurch erhöht sich die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{AM}$  des Antriebsmotors zwischen den ersten beiden Zeitpunkten t1 und t2 um einen dieser Differenzdrehzahl entsprechenden Wert. Diese Differenzdrehzahl oder der ihr entsprechende Wert der Erhöhung der Winkelgeschwindigkeit des Antriebsmotors bildet einen Sollwert für die Regelung durch den Schlupfregler. Im zweiten Schritt wird ab dem zweiten Zeitpunkt t2 die zweite Kupplung K2 (Kupplung des Zielganges) geschlossen und zunächst im Gleitzustand betrieben. Dazu wird der Schließdruck der zweiten Kupplung K2 durch ihren Actuator AK2 gesteuert linear erhöht. Hierbei bleibt der Schlupfregler der Steuer- und Regeleinrichtung 50 aus dem ersten Schritt aktiv, d. h. er regelt die Differenzdrehzahl der ersten Kupplung K1 und damit auch die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{AM}$  des Antriebsmotors 12 entsprechend dem genannten Sollwert. Da während des zweiten Schrittes zunehmend mehr Drehmoment durch die zweite Kupplung K2 übertragen wird, nimmt der Schlupfregler den Schließdruck der ersten Kupplung K1 immer weiter zurück, bis diese erste Kupplung K1 schließlich völlig geöffnet ist. Genau zu diesem dritten Zeitpunkt t3 wird das gesamte Antriebsdrehmoment TAM des Antriebsmotors über die zweite Kupplung K2 übertragen. Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{AM}$  des Antriebsmotors 12 entspricht jedoch zu diesem dritten Zeitpunkt t3 näherungsweise noch immer dem Übersetzungsverhältnis des ersten Ganges. Im dritten Schritt ab dem dritten Zeitpunkt t3 muß nun die Motor-Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{AM}$  herabgesetzt werden.

In diesem dritten Schritt muß deshalb die Drehzahl  $\omega_{AM}(t)$  des Antriebsmotors 12 entsprechend den geänderten Getriebeübersetzungen ( $i1/i2$ ) reduziert werden, bis die zweite Kupplung K2 vom Gleitzustand in den Haftzustand übergeht. Im Idealfall wird das Kupplungsmoment TK2 der zweiten Kupplung K2 ab dem dritten Zeitpunkt t3 konstant gehalten. Jetzt wird ein Drehzahlregler der Steuer- und Regeleinrichtung 50 aktiviert, der durch Eingriff in die Steuerelektronik der Steuer- und Regeleinrichtung 50, z. B. Steuerung einer Drosselklappe des Antriebsmotors, das verbrennungsmotorische Drehmoment TV so einstellt, daß die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{AM}(t)$  des Antriebsmotors 12 den gewünschten Zeitverlauf gemäß Fig. 2 annimmt.

Gemäß Fig. 2 ist die erste Kupplung K1 vom ersten Zeitpunkt t1 bis zum dritten Zeitpunkt t3 im Gleitzustand, zuvor vollständig geschlossen im Haftzustand und danach vollständig geöffnet. Die zweite Kupplung K2 ist bis zum zweiten Zeitpunkt t2 vollständig geöffnet, vom zweiten Zeitpunkt bis zum dritten Zeitpunkt t3 sowie vom dritten Zeitpunkt t3 bis zum vierten Zeitpunkt t4 im Gleitzustand und danach im Haftzustand. Durch den Gleitzustand der ersten Kupplung K1 wird die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{AM}$  des Antriebsmotors 12 zwischen den ersten beiden Zeitpunkten t1 und t2 und zwischen dem zweiten und dem dritten Zeitpunkt t2 bzw. t3 auf dem genannten Sollwert gehalten. Durch den Gleitzustand der zweiten Kupplung K2 zwischen dem dritten und dem vierten Zeitpunkt t3 bzw. t4 wird die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{AM}$  des Antriebsmotors 12 entsprechend den geänderten Übersetzungsverhältnissen vom ersten Gang in den zweiten Gang ( $i1/i2$ ) reduziert. Dadurch wird vermieden, daß während des Schaltvorganges ein Schalt-Ruck in Fahrzeuggangsrichtung entsteht.

Wenn durch Eingriffe in die Motorsteuerung der Steuer- und Regeleinrichtung 50 nicht der gewünschte Verlauf der

Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{AM}(t)$  eingestellt werden kann, weil die Motordrehzahl nach unten oder nach oben Grenzwerte erreicht hat, so kann die Steuer- und Regeleinrichtung 50 durch Eingriff in die Steuerung der beiden Kupplungen K1 und K2 das auf das Getriebe wirkende Antriebsdrehmoment TAM verändern und auf diese Weise den gewünschten Verlauf der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{AM}(t)$  des Antriebsmotors einstellen. Dies ist beispielsweise in den Fig. 8 und 9 für eine Schubhochschaltung dargestellt. Hier wird durch geregelten Kupplungs-Gleitbetrieb der Kupplung K1 oder K2 des Quellganges die Motordrehzahl reduziert, bevor die Kupplungsüberschneidung stattfindet. Bei einer Zugrückschaltung wird analog hierzu durch Kupplungs-Gleitbetrieb der Kupplung (K1 oder K2) des Quellganges die Motordrehzahl erhöht, bevor die Kupplungsüberschneidung stattfindet. Hierbei besteht die Gefahr, daß sich Kupplungseingriffe negativ auf die Längsdynamik des Fahrzeuges auswirken können.

In den Zeichnungen bedeuten "T" Drehmoment. TV ist das Antriebsdrehmoment bzw. im Falle eines Verbrennungsmotors das verbrennungsmotorische Drehmoment des Antriebsmotors 12. TK1 ist das von der ersten Kupplung K1 jeweils übertragene Drehmoment. TK2 ist das jeweils von der zweiten Kupplung K2 übertragene Drehmoment.

Fig. 3 zeigt idealisiert das Getriebeabtriebsmoment TAB an der Abtriebswelle 20 als Funktion der Zeit "t". Die Zeitpunkte t1, t2, t3 und t4 entsprechen denjenigen in Fig. 2. Wie bereits erwähnt wurde, wird während des zweiten Schrittes zwischen dem zweiten Zeitpunkt t2 und dem dritten Zeitpunkt t3 das Eingangsdrehmoment des Antriebsmotors 12 von der ersten Kupplung K1 auf die zweite Kupplung K2 verlagert. Damit reduziert sich das Getriebeabtriebsmoment TAB entsprechend den sich vom zweiten Gang zum ersten Gang verändernden Übersetzungsverhältnissen ( $i_2/i_1$ ).

Schubrückstellungen, d. h. Rückstellungen bei Schubbetrieb, verlaufen analog den vorstehend beschriebenen Zughochstellungen. Die Drehmomente nehmen negative Werte an und der Antriebsmotor 12 muß beschleunigt werden.

Fig. 4 zeigt die Drehmomente und Drehzahlverläufe während der Schubrückstellung. Im ersten Zeitintervall von t1 bis t2 wird der Drehzahlregler, welcher Bestandteil der Steuer- und Regeleinrichtung 50 ist, aktiviert. Danach findet im zweiten Zeitintervall von t2 bis t3 die Überschneidung statt, bei welcher beide Kupplungen K1 und K2 im Gleitzustand sind und dadurch Drehmoment übertragen. Hierbei wird mit Hilfe der ersten Kupplung K1, die als Stellglied für den Drehzahlregler dient, die Differenzdrehzahl weiterhin eingeregelt. Im dritten Zeitintervall von t3 bis t4 wird das verbrennungsmotorische Drehmoment  $\omega_{AM}$  des Antriebsmotors 12 erhöht, um den Antriebsmotor 12 aufzutouren. Im vierten Zeitpunkt t4 geht die erste Kupplung K1 vom Gleitzustand in den Haftzustand. Damit ist die Schalthandlung abgeschlossen.

In Fig. 4 bedeuten wiederum  $\omega_{AM}$  die Winkelgeschwindigkeit des Antriebsmotors 12; TV das verbrennungsmotorische Drehmoment des Antriebsmotors 12; TK1 das Drehmoment der ersten Kupplung K1; und TK2 das Drehmoment der zweiten Kupplung K2.

Fig. 4 zeigt, daß durch Schlupfbetrieb der zweiten Kupplung K2 zwischen dem ersten und dem zweiten Zeitpunkt t1 bzw. t2 der Schub des Fahrzeuges auf den Antriebsmotor 12 nachläßt und dadurch dessen Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{AM}$  etwas abfällt auf einen Sollwert, der bis zum dritten Zeitpunkt t3 zur Regelung des Schließdruckes der zweiten Kupplung K2 dient, wobei der Schließdruck fortlaufend abnimmt, während im gleichen Zeitraum der Schließdruck der

ersten Kupplung K1 zunehmend größer wird, bis sie im dritten Zeitpunkt t3 das volle Drehmoment übernimmt und in diesem Zeitpunkt dann die zweite Kupplung K2 momentenfrei völlig geöffnet wird. Im dritten Zeitintervall zwischen dem dritten Zeitpunkt t3 und dem vierten Zeitpunkt t4 ist die erste Kupplung K1, welche jetzt das volle Drehmoment überträgt, weiterhin im Gleitzustand, so daß in diesem Zeitraum die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{AM}$  des Antriebsmotors entsprechend dem neuen Übersetzungsverhältnis ( $i_2/i_1$ ) erhöht werden kann durch den Schub des Fahrzeuges. Das verbrennungsmotorische Moment TV kann im Zeitintervall vom dritten zum vierten Zeitpunkt t3 bis t4 relativ zu den benachbarten Zeiträumen reduziert werden.

Fig. 5 zeigt das Getriebeabtriebsmoment TAB an der Getriebe-Abtriebswelle 20 über den gleichen Zeitraum vom ersten Zeitpunkt t1 bis zum vierten Zeitpunkt t4 während der Schubrückstellung.

Die Erfindung wird im folgenden mit Bezug auf die Fig. 6 und 7 für eine Zugrückstellung beschrieben, d. h. für eine Rückstellung von einem höheren Gang in einen niedrigeren Gang bei ununterbrochenem Zugbetrieb. Als Beispiel wird hier eine Zugrückstellung vom zweiten Gang in den ersten Gang beschrieben. Die Zugrückstellung kann ebenfalls in drei Schritten ablaufen, wobei auch hier die einzelnen Schritte überlappen können. In den Fig. 6 und 7 bedeuten wieder  $\omega_{AM}$  die Winkelgeschwindigkeit des Antriebsmotors 12; TV das verbrennungsmotorische Drehmoment des Antriebsmotors 12; TK1 das Drehmoment der ersten Kupplung K1; TK2 das Drehmoment der zweiten Kupplung K2; und TAB das Getriebeabtriebsmoment an der Abtriebswelle 20. Die vier Zeitpunkte t1, t2, t3 und t4 stimmen bei den einzelnen Figuren zeitlich überein. Die Zugrückstellung beginnt zum Zeitpunkt t1. Dabei wird der Schließdruck der zweiten Kupplung K2 so weit reduziert, daß diese ihre Schlupfgrenze erreicht. Durch automatischen Eingriff in die Steuerelektronik der Steuereinrichtung 50 wird der Antriebsmotor 12 drehzahl geregelt beschleunigt entsprechend eines a priori vorgegebenen Drehzahlverlaufes, wie dies in Fig. 6 zwischen den ersten beiden Zeitpunkten t1 und t2 dargestellt ist. Dadurch geht die zweite Kupplung K2 vom Haftzustand in den Gleitzustand über. Während diesem ersten Schritt zwischen den Zeitpunkten t1 und t2 wird das verbrennungsmotorische Drehmoment TV entsprechend Fig. 6 auf einem vorbestimmten Sollwert konstant gehalten.

Zum zweiten Zeitpunkt t2 erreicht der Antriebsmotor 12 eine Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{AM}$ , die etwas oberhalb der Synchrongeschwindigkeit des Zielganges liegt, bei dem hier beschriebenen Beispiel des ersten Ganges "1.", z. B. 1 U/s über der Synchrondrehzahl. Diese Synchrondrehzahl  $\omega_{AM}$  wird mit Hilfe einer Schlupfregelung der Steuereinrichtung 50 konstant auf einem vorbestimmten Sollwert gehalten. Dazu dient der Actuator AK2 der zweiten Kupplung K2 als Stellglied für den Schlupfregler. Nun wird ab dem zweiten Zeitpunkt t2 die erste Kupplung K1 gesteuert geschlossen. Während die erste Kupplung K1 in diesem zweiten Schritt zwischen dem zweiten Zeitpunkt t2 und dem dritten Zeitpunkt t3 fortlaufend geschlossen wird, öffnet der Schlupfregler automatisch die zweite Kupplung K2 geregelt derart, daß die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{AM}$  des Antriebsmotors 12 konstant bleibt. Das verbrennungsmotorische Drehmoment TV wird in diesem zweiten Schritt vorzugsweise ebenfalls konstant gehalten. Diese Kupplungsüberschneidung der beiden Kupplungen K1 und K2 dauert vom zweiten Zeitpunkt t2 bis zum dritten Zeitpunkt t3. Zum dritten Zeitpunkt t3 ist dann die zweite Kupplung K2 völlig offen. Die erste Kupplung K1 wird jetzt komplett geschlossen, wobei die Differenzdrehzahl (Schlupffrequenz), welche wie vorstehend genannt z. B. 1 U/s beträgt, in der ersten Kupplung

K1 zu Null abgebaut wird, und diese erste Kupplung K1 geht vom Reibzustand in den Haftzustand über. Dieser Vorgang erfolgt entsprechend Fig. 6 in einem vierten Schritt zwischen dem dritten Zeitpunkt t3 und dem vierten Zeitpunkt t4. Fig. 7 zeigt korrespondierend zu der Zugrück- 5 schaltung von Fig. 6 das Abtriebsdrehmoment TAB an der Abtriebswelle 20 des Doppelkupplungsgetriebes.

Im Vordergrund von allen Regelstrategien der Erfindung steht eine möglichst ruckfreie Schaltung. Bei einer Schubhochschaltung, d. h. einer Hochschaltung im Schubbetrieb, 10 hat der Motor im Quellgang, z. B. im ersten Gang, eine höhere Drehzahl als nach dem Schaltvorgang im Zielgang, z. B. dem zweiten Gang. Hier kann die Motordrehzahl nicht weiter reduziert werden durch Motoreingriff, d. h. durch Verringerung seiner Brennstoffzufuhr, sondern nur durch 15 Eingriff in die Kupplungssteuerung der beiden Kupplungen K1 und K2. Von einer solchen Situation wird bei der in den Fig. 8 und 9 dargestellten Schubhochschaltung ausgegangen. Bei dem dargestellten Beispiel kann beispielsweise der Quellgang der erste Gang "1." und der Zielgang der zweite 20 Gang "2." sein. Im erste Zeitintervall vom ersten Zeitpunkt t1 bis zum zweiten Zeitpunkt t2 muß bei der Schubhochschaltung der Antriebsmotor 12 verzögert werden. Da bei dem dargestellten Beispiel das Drehmoment des Antriebsmotors 12 nicht weiter vermindert werden kann (der Antriebsmotor gibt gerade sein Schleppmoment ab), muß die 25 Anpressung (Schließdruck) der Kupplung des Quellganges, im vorliegenden Beispiel der ersten Kupplung K1 vermindert werden, so daß diese Kupplung gleitet und das Verzögerungsmoment des Antriebsmotors 12 vermindert wird. Hierdurch wird der Antriebsmotor so lange verzögert, bis er am 30 Ende des ersten Zeitintervalls, d. h. am Ende des ersten Schrittes beim zweiten Zeitpunkt t2, eine Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{AM}$  erreicht, die etwas unterhalb der Winkelgeschwindigkeit des Zielganges liegt, z. B. des zweiten 35 Ganges. Die Winkelgeschwindigkeit des Zielganges korrespondiert zu der im vierten Zeitpunkt t4 gezeigten Winkelgeschwindigkeit oder Drehzahl  $\omega_{AM}$  des Antriebsmotors 12. Der Schlupfregler der Steuereinrichtung 50 regelt die Drehzahldifferenz in der Kupplung K1 des Quellganges, in diesem Beispiel des ersten Ganges im ersten Intervall t1 bis 40 t2 für die Drehzahlreduzierung des Antriebsmotors, und im zweiten Zeitintervall t2 bis t3, in welchem die Überschneidung der beiden Kupplungen K1 und K2 stattfindet. Fig. 8 zeigt das im ersten Zeitintervall t1 bis t2 auf einen konstanten 45 Wert reduzierte und im zweiten Zeitintervall geregelt abnehmende Drehmoment TK1 der Kupplung K1 des Quellganges. Im zweiten Zeitintervall t2 bis t3 kommt das gleichzeitig gesteuerte zunehmende Drehmoment TK2 der Kupplung K2 des Zielganges hinzu. Im dritten Zeitpunkt t3 hat 50 die Kupplung K2 des Zielganges das volle Drehmoment übernommen und die Kupplung K1 des Quellganges ist drehmomentfrei und wird vollständig geöffnet. Im dritten Zeitintervall t3 bis t4 wird die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{AM}$  des Antriebsmotors durch Gleitbetrieb der Kupplung K2 des Zielganges auf die Synchrodrehzahl des Zielganges erhöht durch Übergang dieser Kupplung vom Gleitzustand in den 55 Haftzustand.

Fig. 9 zeigt korrespondierend zu dem Verfahren von Fig. 8 das Getriebeabtriebsmoment TAB an der Abtriebswelle 60 20. Das verbrennungsmotorische Drehmoment TV des Antriebsmotors 12 wird während der beschriebenen Hochschaltung entsprechend Fig. 8 konstant gehalten.

#### Patentansprüche

1. Verfahren zum Schalten eines Doppelkupplungsgetriebes mit zwei Vorgelegewellen (V1, V2) und mit ei-

ner Abtriebswelle, die durch Schaltelemente über 65 Zahnräder miteinander verbindbar sind, welche Gangstufen bilden, wobei jeder Vorgelegewelle eine Reibkupplung (K1, K2) zugeordnet ist, durch welche sie mit einer Antriebswelle eines Fahrzeug-Antriebsmotors verbindbar ist, wobei im Ausgangszustand vor einem Gangwechsel die Kupplung der Vorgelegewelle des Quellganges – nachfolgend Kupplung des Quellganges genannt – im Haftzustand ist zur schlupffreien Übertragung von Motordrehmoment und die Kupplung der Vorgelegewelle des Zielganges – nachfolgend Kupplung des Zielganges genannt – vollständig geöffnet ist, so daß diese Vorgelegewelle des Zielganges auf synchrone Drehzahl mit dem Schaltelement des jeweiligen Zielganges gebracht und danach der Zielgang durch Einrücken dieses Schaltelementes eingelegt werden kann, wobei nach diesem Einlegen des Zielganges zur Vollziehung eines Gangwechsels die Kupplung des Quellganges durch einen Schlupfregler geregelt geöffnet wird, so daß sie vom Haftzustand in den Gleitzustand geht und sich in ihr eine Differenzdrehzahl in Abhängigkeit von einer Solldrehzahl der Antriebswelle einstellt, und zeitlich sich damit überschneidend die Kupplung des Zielganges gesteuert geschlossen wird, so daß sie vom vollkommen offenen Zustand in den Gleitzustand geht und zunehmend mehr Drehmomente übernimmt, bis die Kupplung des Quellganges kein Drehmoment mehr überträgt, **dadurch gekennzeichnet**, daß, für Hochschaltungen im Schubbetrieb, ab dem Zeitpunkt, ab welchem die Kupplung des Quellganges kein Drehmoment mehr überträgt und die Kupplung des Zielganges weiterhin im Gleitzustand ist, das verbrennungsmotorische Drehmoment des Antriebsmotors von einem Drehzahlregler durch Eingriff in eine Steuerelektronik des Antriebsmotors so eingestellt wird, daß die Drehzahl des Antriebsmotors in einem vorbestimmten zeitlichen Verlauf der geänderten Getriebeübersetzung angepaßt wird und daß am Ende dieser Anpassung die Kupplung des vom Gleitzustand in den Haftzustand übergeht.

2. Verfahren zum Schalten eines Doppelkupplungsgetriebes mit zwei Vorgelegewellen (V1, V2) und mit einer Abtriebswelle, die durch Schaltelemente über 65 Zahnräder miteinander verbindbar sind, welche Gangstufen bilden, wobei jeder Vorgelegewelle eine Reibkupplung zugeordnet ist, durch welche sie mit einer Antriebswelle eines Fahrzeug-Antriebsmotors verbindbar ist, wobei im Ausgangszustand vor einem Gangwechsel die Kupplung der Vorgelegewelle des Quellganges – nachfolgend Kupplung des Quellganges genannt – im Haftzustand ist zur schlupffreien Übertragung von Motordrehmoment und die Kupplung der Vorgelegewelle des Zielganges – nachfolgend Kupplung des Zielganges genannt – vollständig geöffnet ist, so daß diese Vorgelegewelle des Zielganges auf synchrone Drehzahl mit dem Schaltelement eines Zielganges gebracht und danach der Zielgang durch Einrücken dieses Schaltelementes eingelegt werden kann, wobei nach diesem Einlegen des Zielganges zur Vollziehung eines Gangwechsels die Kupplung des Zielganges geöffnet und die Kupplung des Quellganges sich zeitlich damit überschneidend geschlossen wird, so daß keine Zugkraftunterbrechung entsteht, **dadurch gekennzeichnet**, daß, zur Vollziehung eines Gangwechsels nach dem Einlegen des Zielganges für Rückschaltungen bei Zugbetrieb und/oder für Hochschaltungen im Schubbetrieb, der Schließdruck der Kupplung des Quellganges

bis zur Schlupfgrenze reduziert wird, daß dann durch Eingriff in die Steuerelektronik des Antriebsmotors dessen verbrennungsmotorisches Drehmoment so geregelt erhöht wird, daß die Kupplung des Quellganges in den Gleitzustand geht und die Drehzahl des Antriebsmotors drehzahl geregelt bis zu einem Drehzahl-Sollwert erhöht wird, der in der Nähe der Synchron-  
drehzahl des Zielganges liegt, daß dann diese erhöhte Motordrehzahl durch Schlupfregelung der Kupplung des Quellganges auf dem Drehzahl-Sollwert gehalten wird und sich zeitlich damit überschneidend die Kupplung des Zielganges gesteuert geschlossen wird, so daß im Gleitzustand von beiden Kupplungen das Drehmoment der Kupplung des Quellganges von der Kupplung des Zielganges übernommen wird, bis die Kupplung des Zielganges im Haftzustand ist, und daß mit dem Erreichen dieses Haftzustandes oder kurze Zeit danach die Kupplung des Quellganges vollständig geöffnet wird.

3. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das erhöhte verbrennungsmotorische Drehmoment nach Erreichen des Drehzahl-Sollwertes zu Beginn des sich zeitlich überschneidenden Gleitzustandes der beiden Kupplungen auf einen niedrigeren Wert reduziert wird.

4. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß bei der Hochschaltung im Schubbetrieb bei Betriebssituationen, bei welchen vor einem Gangwechsel der Antriebsmotor bereits sein niedrigstmögliches Schubmoment erreicht hat, die Anpressung der Kupplung des Quellganges so weit reduziert wird, daß die Drehzahl des Antriebsmotors durch Gleiten dieser Kupplung verzögert wird, bis sie bei oder etwas unterhalb der Synchrondrehzahl des Zielganges liegt, bevor dann durch die sich zeitlich überschneidende Aktivierung der beiden Kupplungen (K1, K2) das Drehmoment ohne Zugkraftunterbrechung von der Kupplung des Quellganges auf die Kupplung des Zielganges verlagert wird.

5. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß bei der Rückschaltung im Zugbetrieb bei Betriebssituationen, bei welchen vor einem Gangwechsel der Antriebsmotor bereits sein größtes einstellbares Drehmoment abgibt, die Anpressung der Kupplung des Quellganges so weit reduziert wird, daß die Drehzahl des Antriebsmotors durch Gleiten dieser Kupplung bis zu oder bis etwas oberhalb der Synchrondrehzahl des Zielganges angehoben wird, bevor dann durch die sich zeitlich überschneidende Aktivierung der beiden Kupplungen (K1, K2) das Drehmoment ohne Zugkraftunterbrechung von der Kupplung des Quellganges auf die Kupplung des Zielganges verlagert wird.

6. Doppelkupplungsgetriebe mit zwei Vorgelegewellen (V1, V2) und mit einer Abtriebswelle, die durch Schaltelemente über Zahnräder miteinander verbindbar sind, welche Gangstufen bilden, wobei jeder Vorgelegewelle eine Reibkupplung (K1, K2) zugeordnet ist, durch welche sie mit einer Abtriebswelle eines Fahrzeug-Antriebsmotors verbindbar ist, wobei im Ausgangszustand vor einem Gangwechsel die Kupplung der Vorgelegewelle des Quellganges – nachfolgend Kupplung des Quellganges genannt – im Haftzustand ist zur schlupffreien Übertragung von Motordrehmoment und die Kupplung der Vorgelegewelle des Zielganges – nachfolgend Kupplung des Zielganges genannt – vollständig geöffnet ist, so daß diese Vorgelegewelle des Zielganges auf synchrone Drehzahl mit

dem Schaltelement des jeweiligen Zielganges gebracht und danach der Zielgang durch Einrücken dieses Schaltelementes eingelegt werden kann, wobei nach diesem Einlegen des Zielganges zur Vollziehung eines Gangwechsels die Kupplung des Quellganges durch einen Schlupfregler geregelt geöffnet wird, so daß sie vom Haftzustand in den Gleitzustand geht und sich in ihr eine Differenzdrehzahl in Abhängigkeit von einer Solldrehzahl der Abtriebswelle einstellt, und zeitlich sich damit überschneidend die Kupplung des Zielganges gesteuert geschlossen wird, so daß sie vom vollkommen offenen Zustand in den Gleitzustand geht und zunehmend mehr Drehmomente übernimmt, bis die Kupplung des Quellganges kein Drehmoment mehr überträgt, dadurch gekennzeichnet, daß, für Hochschaltungen im Zugbetrieb und/oder für Rückschaltungen im Schubbetrieb, ab dem Zeitpunkt, ab welchem die Kupplung des Quellganges kein Drehmoment mehr überträgt und die Kupplung des Zielganges weiterhin im Gleitzustand ist, das verbrennungsmotorische Drehmoment des Antriebsmotors von einem Drehzahlregler durch Eingriff in eine Steuerelektronik des Antriebsmotors so eingestellt wird, daß die Drehzahl des Antriebsmotors in einem vorbestimmten zeitlichen Verlauf der geänderten Getriebeübersetzung angepaßt wird und daß am Ende dieser Anpassung die Kupplung des vom Gleitzustand in den Haftzustand übergeht.

7. Doppelkupplungsgetriebe mit zwei Vorgelegewellen (V1, V2) und mit einer Abtriebswelle, die durch Schaltelemente über Zahnräder miteinander verbindbar sind, welche Gangstufen bilden, wobei jeder Vorgelegewelle eine Reibkupplung zugeordnet ist, durch welche sie mit einer Abtriebswelle eines Fahrzeug-Antriebsmotors verbindbar ist, wobei im Ausgangszustand vor einem Gangwechsel die Kupplung der Vorgelegewelle des Quellganges – nachfolgend Kupplung des Quellganges genannt – im Haftzustand ist zur schlupffreien Übertragung von Motordrehmoment und die Kupplung der Vorgelegewelle des Zielganges – nachfolgend Kupplung des Zielganges genannt – vollständig geöffnet ist, so daß diese Vorgelegewelle des Zielganges auf synchrone Drehzahl mit dem Schaltelement eines Zielganges gebracht und danach der Zielgang durch Einrücken dieses Schaltelementes eingelegt werden kann, wobei nach diesem Einlegen des Zielganges zur Vollziehung eines Gangwechsels die Kupplung des Zielganges geöffnet und die Kupplung des Quellganges sich zeitlich damit überschneidend geschlossen wird, so daß keine Zugkraftunterbrechung entsteht, dadurch gekennzeichnet, daß, zur Vollziehung eines Gangwechsels nach dem Einlegen des Zielganges für Rückschaltungen bei Zugbetrieb und/oder für Hochschaltungen im Schubbetrieb, der Schließdruck der Kupplung des Quellganges bis zur Schlupfgrenze reduziert wird, daß dann durch Eingriff in die Steuerelektronik des Antriebsmotors dessen verbrennungsmotorisches Drehmoment soweit geregelt erhöht wird, daß die Kupplung des Quellganges in den Gleitzustand geht und die Drehzahl des Antriebsmotors drehzahl geregelt bis zu einem Drehzahl-Sollwert erhöht wird, der in der Nähe der Synchrondrehzahl des Zielganges liegt, daß dann diese erhöhte Motordrehzahl durch Schlupfregelung der Kupplung des Quellganges auf dem Drehzahl-Sollwert gehalten wird und sich zeitlich damit überschneidend die Kupplung des Zielganges gesteuert geschlossen wird, so daß im Gleitzustand von beiden Kupplungen das Drehmoment der Kupplung des Quellganges von der Kupplung des Zielganges übernommen

wird, bis die Kupplung des Zielganges im Haftzustand ist, und daß mit dem Erreichen dieses Haftzustandes oder kurze Zeit danach die Kupplung des Quellganges vollständig geöffnet wird.

8. Doppelkupplungsgetriebe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das erhöhte verbrennungsmotorische Drehmoment nach Erreichen des Drehzahl-Sollwertes zu Beginn des sich zeitlich überschneidenden Gleitzustandes der beiden Kupplungen auf einen niedrigeren Wert reduziert wird. 5 10

9. Doppelkupplungsgetriebe nach einem der Ansprüche 6 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß bei der Hochschaltung im Schubbetrieb bei Betriebssituationen, bei welchen vor einem Gangwechsel der Antriebsmotor bereits sein niedrigstmögliches Schubmoment erreicht hat, die Anpressung der Kupplung des Quellganges so weit reduziert wird, daß die Drehzahl des Antriebsmotors durch Gleiten dieser Kupplung verzögert wird, bis sie bei oder etwas unterhalb der Synchrondrehzahl des Zielganges liegt, bevor dann durch die sich zeitlich überschneidende Aktivierung der beiden Kupplungen (K1, K2) das Drehmoment ohne Zugkraftunterbrechung von der Kupplung des Quellganges auf die Kupplung des Zielganges verlagert wird. 15 20

10. Doppelkupplungsgetriebe nach einem der Ansprüche 6 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß bei der Rückschaltung im Zugbetrieb bei Betriebssituationen, bei welchen vor einem Gangwechsel der Antriebsmotor bereits sein größtes einstellbares Drehmoment abgibt, die Anpressung der Kupplung des Quellganges so weit reduziert wird, daß die Drehzahl des Antriebsmotors durch Gleiten dieser Kupplung bis zu oder bis etwas oberhalb der Synchrondrehzahl des Zielganges angehoben wird, bevor dann durch die sich zeitlich überschneidende Aktivierung der beiden Kupplungen (K1, K2) das Drehmoment ohne Zugkraftunterbrechung von der Kupplung des Quellganges auf die Kupplung des Zielganges verlagert wird. 25 30 35

---

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen

---

40

45

50

55

60

65



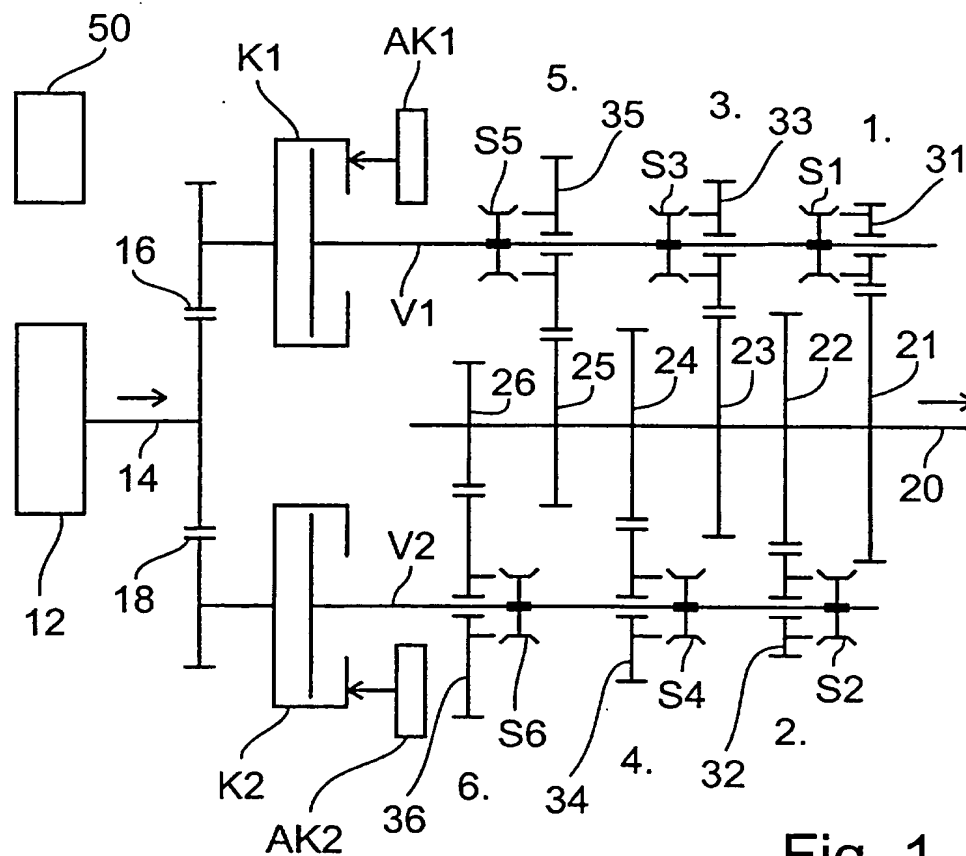


Fig. 1

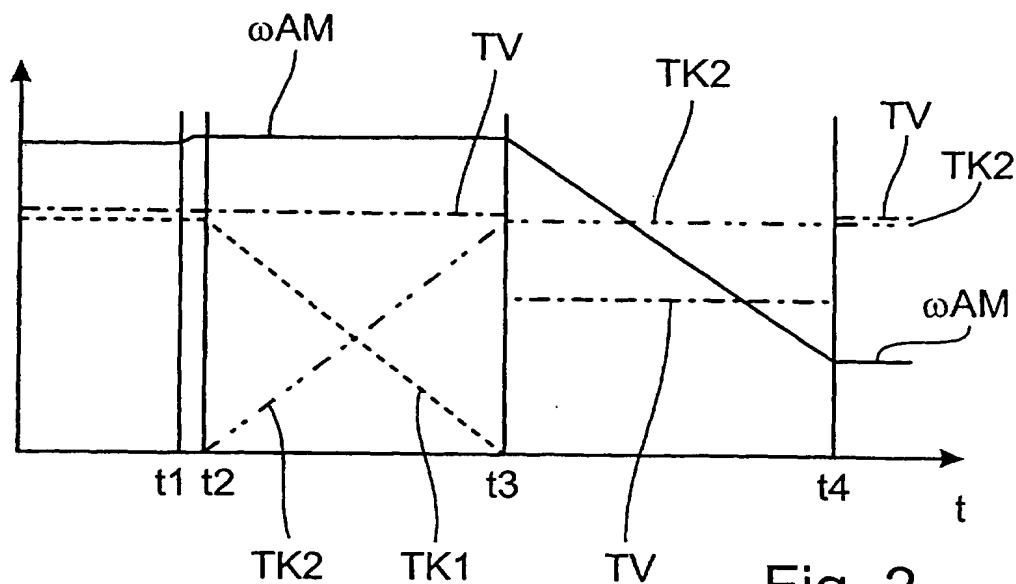


Fig. 2

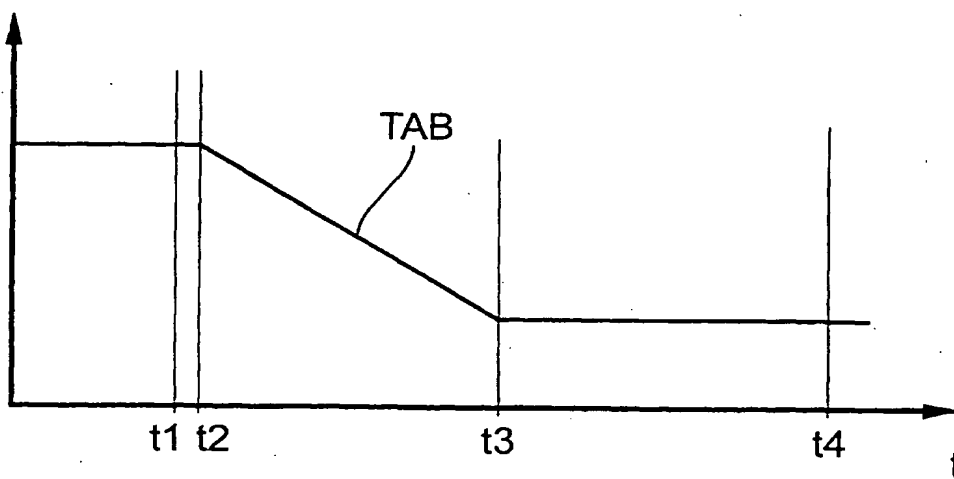


Fig. 3

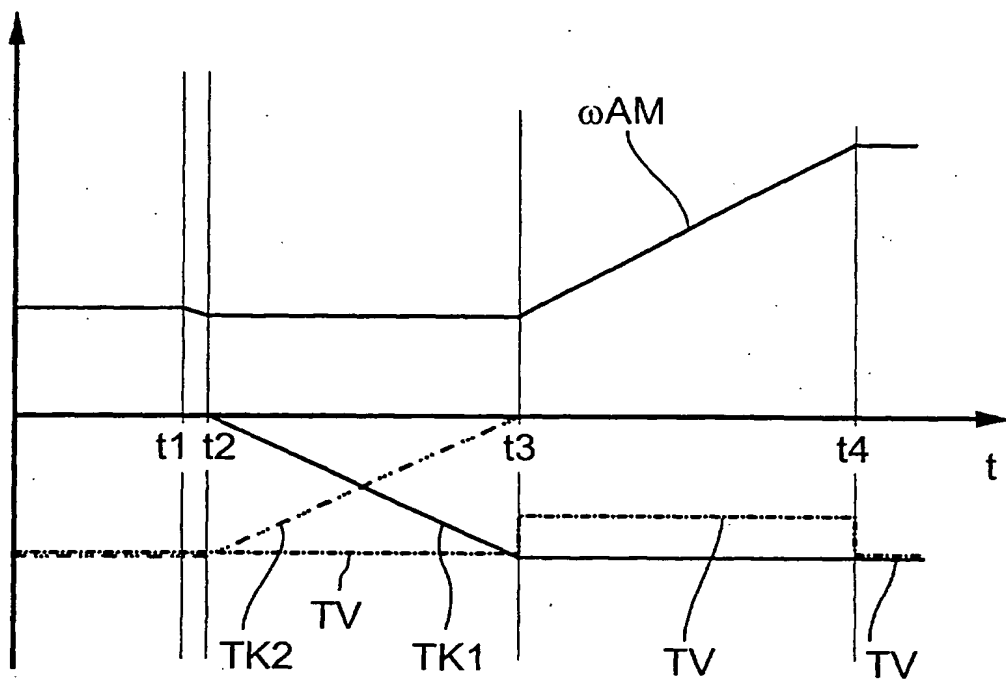


Fig. 4

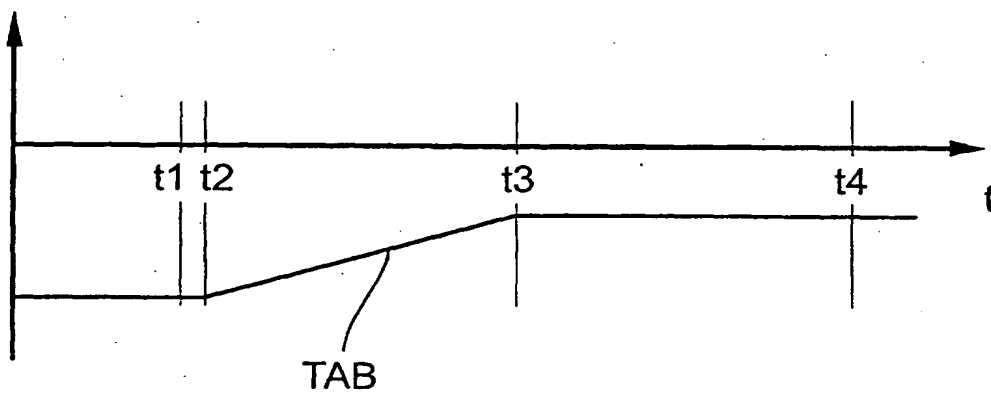
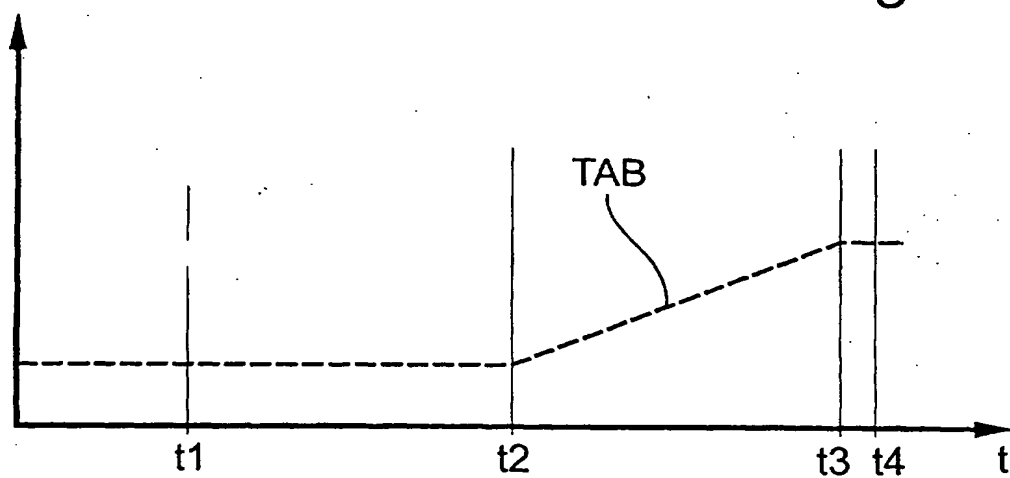
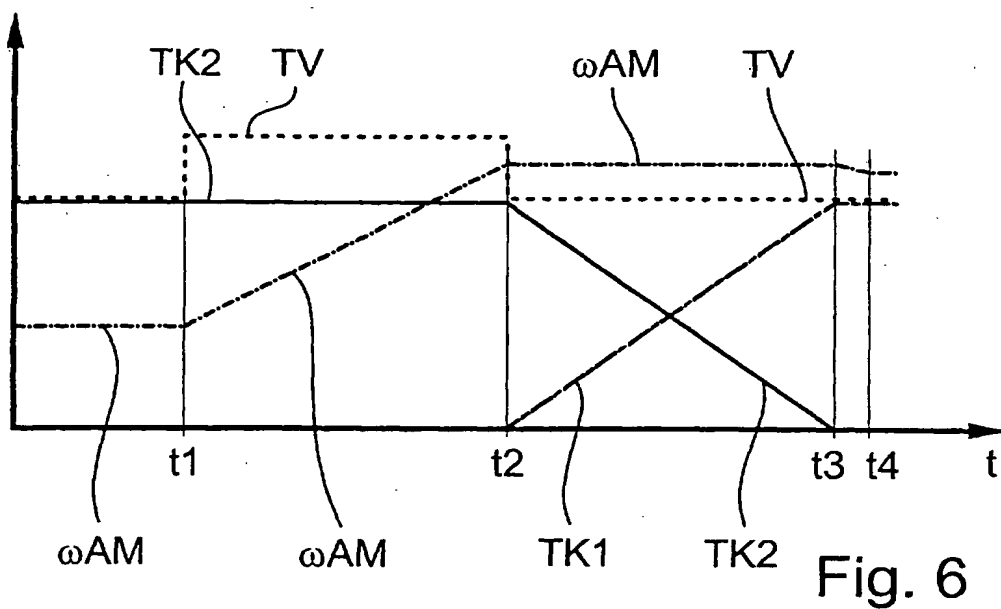


Fig. 5



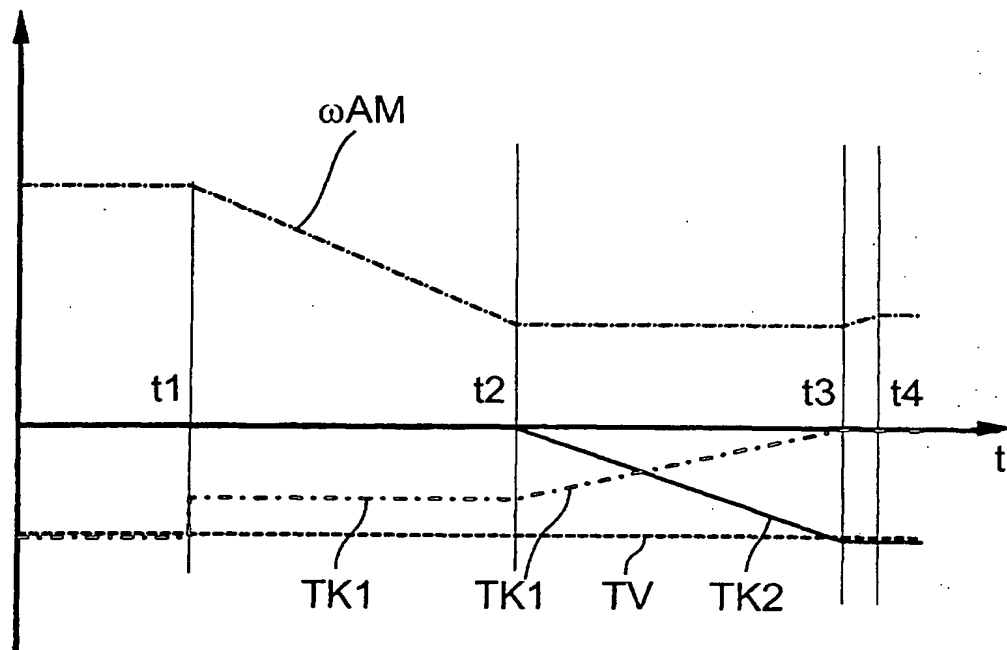


Fig. 8

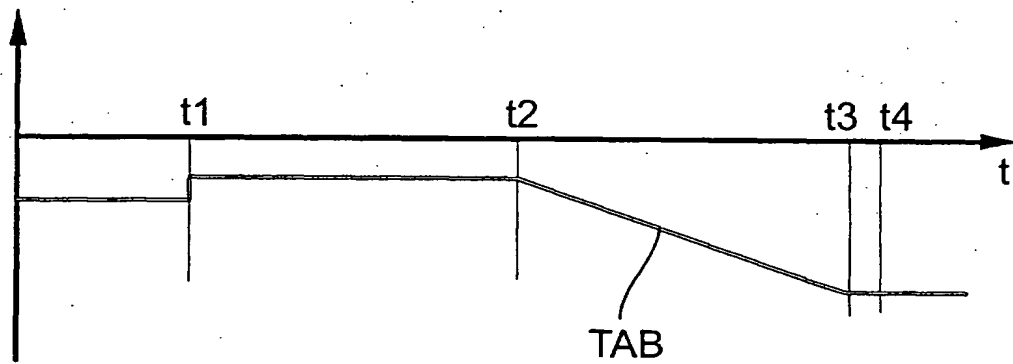


Fig. 9